

⑫ Offenlegungsschrift  
⑯ DE 101 30 886 A 1⑯ Int. Cl. 7:  
F 16 H 3/08

DE 101 30 886 A 1

⑯ Aktenzeichen: 101 30 886.8  
 ⑯ Anmeldetag: 27. 6. 2001  
 ⑯ Offenlegungstag: 21. 2. 2002

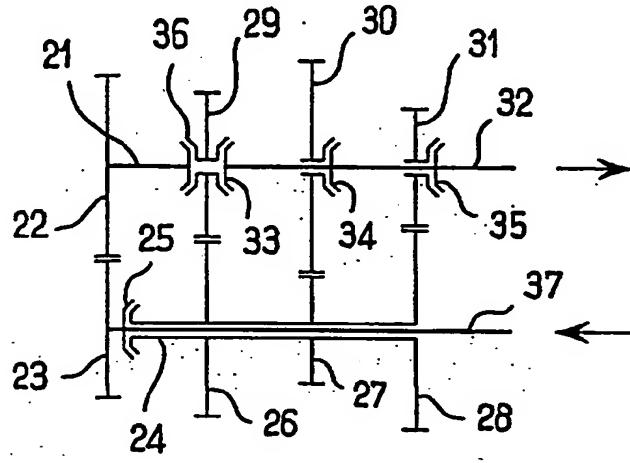
⑯ Unionspriorität:  
 00 08227 27. 06. 2000 FR  
 ⑯ Anmelder:  
 Catimel, Michel, Delle, FR  
 ⑯ Vertreter:  
 Schaumburg und Kollegen, 81679 München

⑯ Erfinder:  
 gleich Anmelder

## Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

⑯ Schaltgetriebe mit sechs Übersetzungsverhältnissen für Fahrzeuge mit querliegendem Motor

⑯ Schaltgetriebe mit sechs Übersetzungsverhältnissen, umfassend eine Eingangswelle (37), ein mit der Eingangswelle verbundenes Zahnrad (23), das mit einem auf einer zur Eingangswelle (37) parallelen Hilfswelle (21) drehfest angeordneten Zahnrad (22) in ständigem Eingriff steht, eine zur Eingangswelle (37) parallele Zwischenwelle (24), mit der drei Zahnräder (26, 27, 28) drehfest verbunden sind, eine zur Hilfswelle (21) coaxiale Ausgangswelle (32), auf der drei Zahnräder (29, 30, 31) angeordnet sind, die jeweils mit dem entsprechenden Zahnrad (26, 27, 28) der Zwischenwelle (24) in ständigem Eingriff stehen, und austückbare Kupplungsmittel (25, 36, 33, 34, 35), die zwischen der Eingangswelle (37) und der Zwischenwelle (24), zwischen jedem Zahnrad (29, 30, 31) der Ausgangswelle (32) und letzterer sowie zwischen einem (29) der Zahnräder der Ausgangswelle (32) und der Hilfswelle (21) angeordnet sind, um zwischen der Eingangswelle (37) und der Ausgangswelle (32) sechs Getriebebezüge mit unterschiedlichen Übersetzungsverhältnissen zu schaffen, wobei für einen bestimmten Progressionsfaktor ( $n^2$ ) zwischen dem kleinsten Übersetzungsverhältnis und dem diesem unmittelbar folgenden Übersetzungsverhältnis die Progression der Übersetzungsverhältnisse, ausgehend von dem dritten Übersetzungsverhältnis in aufsteigender Ordnung, eine geometrische Progression ist, deren Verhältnis im wesentlichen gleich der Quadratwurzel (n) des genannten Progressionsfaktors ( $n^2$ ) ist.



# DE 101 30 886 A 1

## Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft eine Schaltgetriebe gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1, insbesondere ein Schaltgetriebe für Kraftfahrzeuge.

5 [0002] Wie in Fig. 1 dargestellt ist, die den Stand der Technik erläutert, umfaßte ein Schaltgetriebe für Kraftfahrzeuge üblicherweise folgende Elemente:

- eine Eingangswelle 50 mit einem Eingangszahnrad 51,
- eine zur Eingangswelle 50 parallele Zwischenwelle 52 mit einem Antriebszahnrad 53, das mit dem Eingangszahnrad 51 der Eingangswelle 50 in Eingriff steht, sowie eine Reihe von Schaltzahnradern 54 bis 58 trägt, und
- eine Ausgangswelle 59, die coaxial zur Eingangswelle 50 ist und mit dieser über Kupplungsmittel wie beispielsweise eine formschlüssige Kupplung 60 koppelbar ist, sowie eine Reihe von Schaltzahnradern 61-65 trägt, die mit den Schaltzahnradern 54 bis 58 auf der Zwischenwelle 52 in Eingriff stehen und drehbar auf der Ausgangswelle 59 gelagert sind, wobei Kupplungsmittel wie beispielsweise formschlüssige Kupplungen 66 bis 70 vorgesehen sind, welche eine drehfeste Verbindung zwischen jedem der Zahnräder und der Ausgangswelle 59 ermöglichen.

10 [0003] Bei dem in der Fig. 1 dargestellten Ausführungsbeispiel bilden die Schaltzahnräder 54 bis 58 und 61 bis 65 fünf Gänge (Paare von miteinander in Eingriff stehende Zahnräder), von denen jeder ein spezielles Übersetzungsverhältnis hat, das in Kombination mit dem Übersetzungsverhältnis des Paares, das von dem Eingangszahnrad 51 und dem Antriebszahnrad 53 gebildet wird, ein bestimmtes Übersetzungsverhältnis zwischen der Eingangswelle 50 und der Ausgangswelle 59 liefert. Fünf Gänge können somit dadurch erhalten werden, daß man eine der Kupplungen 66 und 70 einrückt und die anderen ausrückt einschließlich der Kupplung 60, welche die Verbindung zwischen der Eingangswelle 50 und der Ausgangswelle 59 ermöglicht. Ein sechstes Übersetzungsverhältnis, das als direkter Antrieb bezeichnet wird, wird durch das Einrücken der Kupplung 60 ermöglicht, um die Eingangswelle 50 direkt mit der Ausgangswelle 59 zu verbinden, wobei alle anderen Kupplungen 66 bis 70, die den Schaltzahnräder zugeordnet sind, ausgerückt sind.

15 [0004] Bei einem derartigen Aufbau gibt es eine große Freiheit, um eine harmonische Abstufung der Übersetzungsverhältnisse zu gewährleisten, da jedes Zahnradpaar in keiner Weise das Übersetzungsverhältnis der anderen Zahnradpaare beeinflußt (mit Ausnahme des Zahnradpaars 51-53, das ein konstantes Übersetzungsverhältnis definiert, welches sich als Multiplikationsfaktor allen anderen unabhängigen Übersetzungsverhältnissen überlagert).

20 [0005] Die Fig. 2 zeigt durch ein Bündel von einem gemeinsamen Ursprung ausgehenden Geraden die Übersetzungsverhältnisse eines Schaltgetriebes, hier eines Getriebes mit sechs Gängen. Dabei sind auf der Abszisse den Eingangsrehzahlen des Getriebes proportionale Werte aufgetragen, während auf der Ordinate den Ausgangsrehzahlen des Getriebes proportionale Werte aufgetragen sind.

25 [0006] Dem Fachmann ist es bekannt, die Übersetzungsverhältnisse untereinander so zu wählen, daß man eine harmonische Abstufung der Übersetzungsverhältnisse erhält. Diese Harmonie, die ein Getriebe mit einem weichen Schaltverhalten liefert, läßt sich durch die Kurve C in der Fig. 2 darstellen. Diese Kurve verbindet die Übergangspunkte zwischen einem Übersetzungsverhältnis zum benachbarten Übersetzungsverhältnis für eine vorgegebene Drehzahl am Getriebereingang.

30 [0007] Die Kurve C' in dieser Figur zeigt eine Abstufung der Übersetzungsverhältnisse, die für ein Schaltgetriebe für Kraftfahrzeuge ungeeignet ist. Die entsprechenden Übersetzungsverhältnisse sind durch ein Bündel von strichpunktierteren Geraden wiedergegeben.

35 [0008] Man erkennt, daß die Freiheit in der Wahl der Übersetzungsverhältnisse, welche der Aufbau eines Getriebes entsprechend der Fig. 1 erlaubt, auf einfache Weise eine Abstufung ermöglicht, welche dem Verlauf der Kurve C genügt.

40 [0009] Wenn man die Anzahl der Übersetzungsverhältnisse eines Schaltgetriebes erhöhen will, ist die einfachste Lösung, in dem Aufbau des in Fig. 1 dargestellten Getriebes die Anzahl der Zahnradpaare zu erhöhen. Diese Modifikation hat aber den erheblichen Nachteil, daß der axiale Raumbedarf des Getriebes ebenfalls so erhöht wird, daß es nicht mehr in Verbindung mit einem querliegenden Motor in einem kleinen Kraftfahrzeug mit Frontantrieb oder Hinterradantrieb verwendet werden kann, in dem das Kriterium des Raumbedarfes eine große Rolle spielt, da der für die Gesamtheit von Motor, Kupplung und Getriebe zur Verfügung stehende Raum von dem Antrieb abhängt. Dies ist der Grund dafür, daß man in derartigen Fahrzeugen niemals Getriebe der in der Fig. 1 dargestellten Bauart mit sechs Gängen antrifft.

45 [0010] Es gibt andere mögliche Architekturen für Schaltgetriebe, die beispielsweise sechs Gänge haben (für Frontantrieb). Die Fig. 3 zeigt hierfür ein Beispiel.

50 [0011] Dabei ist ein Eingangszahnrad 23 auf einer Eingangswelle 37 drehfest angeordnet. Das Zahnrad steht in ständigem Eingriff mit einem Zahnrad 22, das drehfest auf einer parallel zur Eingangswelle 37 gerichteten Hilfswelle 21 angeordnet ist.

55 [0012] Das Eingangszahnrad 23 kann in ausrückbarer Weise mit coaxial angeordneten Zwischenwelle 24 gekoppelt werden. Diese Zwischenwelle 24 ist hohl und frei drehbar auf der zweiten Eingangswelle 37 gelagert. Die ausrückbare Kupplung des Zahnrades 23 mit der Zwischenwelle 24 kann beispielsweise mittels eines Systems von Klauen 25 realisiert werden.

60 [0013] Die Zwischenwelle 24 ist mit drei Schaltzahnradern 26, 27 und 28 versehen, die mit ihr ständig gekoppelt sind.

65 [0014] Diese Zahnräder 26, 27 und 28 stehen in ständigem Eingriff mit drei entsprechenden Schaltzahnradern 29, 30 und 31, die um die Achse der Welle 21 frei drehbar gelagert sind und die in ausrückbarer Weise mit einer zur Welle 21 coaxialen Ausgangswelle 32 gekoppelt werden können. Die ausrückbare Kupplung jedes der Schaltzahnräder 29, 30 und 31 mit der Ausgangswelle 32 kann beispielsweise über formschlüssige Kupplungen wie Klauenkupplungen 33, 34, 35 realisiert werden.

[0015] Das Schaltzahnrad 29 kann in ausrückbarer Weise mit der Zwischenwelle 21 koppelbar sein unabhängig davon, ob es mit der Ausgangswelle 32 gekoppelt oder von dieser entkoppelt ist. Das Koppeln-Entkoppeln des Zahnrades 29 mit bzw. von der Welle 21 kann beispielsweise durch eine Klauenkupplung 36 erfolgen.

[0016] Bei diesem Getriebeaufbau kann als Eingangswelle entweder eine äußere Verlängerung der Hilfswelle 21 oder die Welle 37 verwendet werden. 5

[0017] Wenn man die Welle 37 als Eingangswelle verwendet, welche auf derselben Seite wie die Ausgangswelle 32 liegt, was im allgemeinen die für ein Fahrzeug mit quer eingebautem Motor und Frontantrieb günstigste Anordnung ist, erhält man sechs Übersetzungsverhältnisse, die durch die Schemata 4A bis 4F wiedergegeben werden. Aus Gründen der Klarheit der Schemata, die im übrigen der Fig. 3 entsprechen, sind die Bezugszeichen der Fig. 3 nicht dargestellt. Jedes dieser Schemata zeigt in fetten schwarzen Strichen den Transmissionszug, welcher dem speziellen dargestellten Übersetzungsverhältnis oder Gang entspricht. 10

[0018] So verläuft in der Fig. 4A der Transmissionszug zwischen den Wellen 37 und 32 über die Abfolge der folgenden Elemente: 37, 23, 22, 21, 36, 29, 26, 24, 27, 30, 34 und 32, wobei die Bezugszeichen aus der Fig. 3 verwendet wurden. 15

[0019] Der Transmissionszug in der Fig. 4B wird von den folgenden Elementen gebildet: 37, 25, 24, 27, 30, 34, 32; 20

[0020] jener der Fig. 4C durch: 37, 23, 22, 21, 36, 29, 33, 32,

[0021] jener der Fig. 4D durch: 37, 23, 22, 21, 36, 29, 26, 24, 28, 31, 35, 32,

[0022] jener der Fig. 4E durch: 37, 25, 24, 26, 29, 33, 32 und

[0023] schließlich jener der Fig. 4F durch: 37, 25, 24, 28, 31, 35, 32. 25

[0024] Man erkennt, daß bei einem derartigen Aufbau im Gegensatz zu einem Schaltgetriebe gemäß der Fig. 1 die Zahnradpaare nicht jeweils ein einziges Übersetzungsverhältnis definieren, sondern in die Definition mehrerer Übersetzungsverhältnisse einbezogen sind. So definiert das Zahnradpaar 28, 31 das Übersetzungsverhältnis der Fig. 4F und trägt auch zur Bildung des Übersetzungsverhältnisses gemäß Fig. 4D bei. In der gleichen Weise bildet beispielsweise das Zahnradpaar 26, 29 das Übersetzungsverhältnis der Fig. 4E und trägt zur Definition der Übersetzungsverhältnisse der Fig. 4D und 4A bei. 30

[0025] Ziel der Erfindung ist ein Getriebe mit sechs Gängen oder Übersetzungsverhältnissen, die durch die unterschiedlichen Kombinationen von Zahnradpaaren erhalten werden und die in dem oben erläuterten fachmännischen Sinn harmonisch sind. 35

[0026] Zu diesem Zweck umfaßt das erfundungsgemäße Schaltgetriebe mit sechs Gängen eine Eingangswelle, ein mit der Eingangswelle fest verbundenes Zahnrad, das mit einem auf einer zur Eingangswelle parallelen Hilfswelle drehfest angeordneten Zahnrad in ständigem Eingriff steht, eine zur Eingangswelle parallele Zwischenwelle, mit der drei Zahnräder drehfest verbunden sind, eine zur Hilfswelle coaxiale Ausgangswelle, auf der drei Zahnräder angeordnet sind, die jeweils mit dem entsprechenden Zahnrad der Zwischenwelle in ständigem Eingriff stehen, und austückbare Kupplungsmittel, die zwischen der Eingangswelle und der Zwischenwelle, zwischen jedem Zahnrad der Ausgangswelle und letzterer sowie zwischen einem der Zahnräder der Ausgangswelle und der Hilfswelle angeordnet sind, um so zwischen der Eingangswelle und der Ausgangswelle sechs Getriebezüge mit unterschiedlichen Übersetzungsverhältnissen zu schaffen. 40

[0027] Gemäß einem Hauptmerkmal der Erfindung ist für einen bestimmten Progressionsfaktor zwischen dem kleinsten Übersetzungsverhältnis und dem diesem unmittelbar benachbarten Übersetzungsverhältnis die Progression der Übersetzungsverhältnisse ausgehend von dem dritten Übersetzungsverhältnis in aufsteigender Ordnung eine geometrische Progression mit einem Verhältnis, das im wesentlichen gleich der Quadratwurzel des genannten Progressionsfaktors ist. 45

[0028] Dank dieses Merkmals zeigt das Schaltgetriebe ein harmonisches Verhalten zumindest zwischen den beiden niedrigsten Übersetzungsverhältnissen und seinen vier obersten Übersetzungsverhältnissen, wobei die Progression zwischen dem zweiten und dem dritten Übersetzungsverhältnis oder Gang der Wahl des Konstrukteurs des Getriebes überlassen bleibt, aber ein Faktor ist, der zwischen dem Progressionsfaktor beim Übergang von dem ersten zum zweiten Übersetzungsverhältnis und seiner Quadratwurzel liegt. 50

[0029] Der so erhaltene Faktor bestimmt die Position der Punkte A1 und A2 auf der Kurve C in Fig. 2 und damit die beiden unteren Segmente dieser Kurve, wobei der Winkel, den diese zwischen sich und mit dem im wesentlichen vertikalen Abschnitt der Kurve C bilden, der geometrischen Progression der oberen Übersetzungsverhältnisse entspricht. 55

[0030] Die folgende Beschreibung erläutert in Verbindung mit den Figuren die vorliegende Erfindung. Es zeigen

[0031] Fig. 1 eine schematische Darstellung eines Sechsgang-Getriebes mit sechs Zahnradpaaren, wie es bereits beschrieben wurde,

[0032] Fig. 2 eine graphische Darstellung einer harmonischen Abstufung und einer nicht ausreichenden Abstufung zwischen den Übersetzungsverhältnissen oder Gängen, wie dies oben bereits erläutert wurde, 50

[0033] Fig. 3 eine schematische Darstellung eines Sechsgang-Getriebes mit vier Zahnradpaaren,

[0034] Fig. 4A bis 4F schematische Darstellungen der jeweiligen Getriebezüge oder Übertragungszüge des in Fig. 3 dargestellten Getriebes, und

[0035] Fig. 5 eine graphische Darstellung zweier spezieller Abstufungen der Übersetzungsverhältnisse unter Anwendung der erfundungsgemäßen Lösung. 55

[0036] Um diese beiden Ausführungsbeispiele zu schaffen, ist man von einem Fünfgang-Getriebe für ein marktübliches Fahrzeug ausgegangen, bei dem das erste Übersetzungsverhältnis ungefähr 0,3 und das zweite Übersetzungsverhältnis ungefähr 0,53 beträgt. Man hat sich die Aufgabe gestellt, diesen Werten des bekannten Getriebes möglichst nahezukommen. Dies hat dazu geführt, eine Anzahl von Zähnen pro Zahnradpaar zu wählen, die im ersten Beispiel bei 51 und im zweiten Beispiel bei 50 liegt (es wird daran erinnert, daß bei einem Schaltgetriebe die Summe der Zähne von zwei miteinander in Eingriff stehenden Zahnräder für jedes Zahnradpaar konstant ist). 60

[0037] Ausgehend von diesen Voraussetzungen und der erfundungsgemäßen Abstufungsregel ist man zu folgenden Werten für die Zahnräder jedes der beiden Getriebe gelangt, wobei die Zahnräder durch die in der Fig. 3 angegebenen Bezugszeichen bezeichnet werden. 65

Zahnrad (Fig.3)	22	23	29	26	30	27	31	28
Anzahl der Zähne (Getriebe 1)	30	21	24	27	34	17	21	30
Anzahl der Zähne (Getriebe 2)	28	22	22	28	32	18	19	31

[0038] Dies führte zu den folgenden Verhältnissen (das kleinste Übersetzungsverhältnis entspricht dem Getriebezug der Fig. 4A und das größte Übersetzungsverhältnis dem der Fig. 4F):

Verhältnis	1	2	3	4	5	6
Getriebe 1 (51 Zähne)	0,311	0,5	0,7	0,889	1,125	1,429
Getriebe 2 (50 Zähne)	0,347	0,562	0,785	1	1,272	1,631

[0039] Die Kurven C1 und C2 in Fig. 5 sind Abbildungen der Abstufungen, wobei die Kurve C1 dem Getriebe mit 51 Zähnen und die Kurve C2 dem Getriebe mit 50 Zähnen entspricht. Man erkennt, daß sie die Form der Kurve C2 der Fig. 2 haben, welche eine harmonische Abstufung der Übersetzungsverhältnisse eines Sechsgang-Getriebes wiedergibt.

[0040] Der Progressionsfaktor zwischen diesen beiden ersten Übersetzungsverhältnissen hat einen Wert von 1,612 in dem Schaltgetriebe mit Zahnradpaaren, die 51 Zähne haben, und einen Wert von 1,619 in dem Schaltgetriebe mit Zahnradpaaren, die 50 Zähne haben. Seine Quadratwurzel ist somit im wesentlichen gleich 1,27 für beide Getriebe.

[0041] Während für das Getriebe mit 51 Zähnen die Wahl der Gesamtzahl der Zähne pro Zahnradpaar die Möglichkeit gab, die Abstufungsregel präzise einzuhalten (das Progressionsverhältnis beträgt genau 1,27 zwischen den vier oberen Übersetzungsverhältnissen), beträgt für das Getriebe mit 50 Zähnen das Progressionsverhältnis zwischen den Übersetzungsverhältnissen fünf und sechs 1,28, wobei dieser Wert für diesen Typ von Schaltgetriebe noch akzeptabel ist.

[0042] Ferner erkennt man, daß der Progressionsfaktor zwischen dem zweiten und dem dritten Übersetzungsverhältnis (zwischen 0,5 und 0,7) bei 1,4 für das Getriebe mit 51 Zähnen, d. h. also zwischen 1,612 und 1,27 liegt, während der Progressionsfaktor zwischen denselben Übersetzungsverhältnissen in dem Getriebe mit 50 Zähnen bei 1,39 liegt.

[0043] Um also ein harmonisches Schaltgetriebe mit sechs Vorwärtsgängen zu konstruieren, welche mit Hilfe von 4 Zahnradpaaren entsprechend der Darstellung der Fig. 3 erhalten werden, schlägt die Erfindung vor, das erste Übersetzungsverhältnis zu wählen, anschließend einen Progressionsfaktor zwischen dem ersten Übersetzungsverhältnis und dem zweiten Übersetzungsverhältnis zu wählen und hieraus die Quadratwurzel zu ziehen, was das Verhältnis der geometrischen Progression für die vier oberen Gänge liefert, sowie einen Progressionsfaktor zwischen dem zweiten und dem dritten Übersetzungsverhältnis zu wählen, der zwischen dem Wert des ersten Progressionsfaktors und seiner Quadratwurzel liegt.

[0044] Mit anderen Worten und in einer allgemeineren Formulierung unter Bezugnahme auf das in Fig. 3 dargestellte Getriebe und unter der Voraussetzung, daß

- R1 das Übersetzungsverhältnis zwischen den Zahnradern 32 und 23 (22/23) bezeichnet,
- R2 das Übersetzungsverhältnis zwischen den Zahnradern 29 und 26 (29/26) bezeichnet,
- R3 das Übersetzungsverhältnis zwischen den Zahnradern 30 und 27 (30/27) bezeichnet und
- R4 das Übersetzungsverhältnis zwischen den Zahnradern 31 und 28 (31/28) bezeichnet,

erfüllt ein erfundungsgemäßes Getriebe folgende Beziehungen:

$$\begin{aligned} R2 &= R4 \times n; \\ R1 &= R2 \times n^2; \\ R3 &= R1 \times m \end{aligned}$$

wobei  $n^2$  der Progressionsfaktor zwischen dem ersten und dem zweiten Übersetzungsverhältnis des Getriebes entsprechend den Schemata 4A und 4B ist und  $m$  den Progressionsfaktor zwischen dem zweiten und dem dritten Übersetzungsverhältnis des Getriebes (entsprechend den Schemata 4B und 4C) bezeichnet, der zwischen  $n$  und  $n^2$  liegt.

[0045] Man erhält somit die theoretischen Werte der Übersetzungsverhältnisse, die in geeigneter Weise in die Anzahl der Zähne auf den Zahnradern umgesetzt werden können, deren Modul man im übrigen in Abhängigkeit des Achsabstandes der Wellen des Getriebes und der von den Zahnradern zu übertragenden Last bestimmt hat. Je größer die Anzahl der

Zähne für jedes Zahnradpaar ist, um so genauer nähert man sich natürlich dem theoretischen Wert der gegebenen Übersetzungsverhältnisse an, um so mehr vergrößert man aber auch für einen gegebenen Modul den Abstand zwischen den Wellen des Getriebes. Die Bestimmung der Übersetzungsverhältnisse dieses Getriebes und der Zahnräder, welche sie ermöglichen, stellt somit einen Kompromiß zwischen der Genauigkeit der Übersetzungsverhältnisse relativ zu ihrem jeweiligen theoretischen Wert und dem Raumbedarf des Getriebes dar, der durch den Achsabstand seiner Wellen diktiert wird. In den meisten Fällen kann man diesen Kompromiß so finden, daß die Abweichung zwischen den tatsächlichen und den theoretischen Werten der Übersetzungsverhältnisse bei harmonischer Abstufung in der erfundungsgemäßen Weise 3% nicht überschreitet.

## Patentansprüche

10

1. Schaltgetriebe mit sechs Übersetzungsverhältnissen, umfassend eine Eingangswelle (37), ein mit der Eingangswelle verbundenes Zahnrad (23), das mit einem auf einer zur Eingangswelle (37) parallelen Hilfswelle (21) drehfest angeordneten Zahnrad (22) in ständigem Eingriff steht, eine zur Eingangswelle (37) parallele Zwischenwelle (24), mit der drei Zahnräder (26, 27, 28) drehfest verbunden sind, eine zur Hilfswelle (21) coaxiale Ausgangswelle (32), auf der drei Zahnräder (29, 30, 31) angeordnet sind, die jeweils mit dem entsprechenden Zahnrad (26, 27, 28) der Zwischenwelle (24) in ständigem Eingriff stehen, und austückbare Kupplungsmittel (25, 36, 33, 34, 35), die zwischen der Eingangswelle (37) und der Zwischenwelle (24), zwischen jedem Zahnrad (29, 30, 31) der Ausgangswelle (32) und letzterer sowie zwischen einem (29) der Zahnräder der Ausgangswelle (32) und der Hilfswelle (21) angeordnet sind, um zwischen der Eingangswelle (37) und der Ausgangswelle (32) sechs Getriebezüge mit unterschiedlichen Übersetzungsverhältnissen zu schaffen, dadurch gekennzeichnet, daß für einen bestimmten Progrässionsfaktor ( $n^2$ ) zwischen dem kleinsten Übersetzungsverhältnis und dem diesem unmittelbar folgenden Übersetzungsverhältnis die Progression der Übersetzungsverhältnisse ausgehend von dem dritten Übersetzungsverhältnis in aufsteigender Ordnung eine geometrische Progression ist, deren Verhältnis im wesentlichen gleich der Quadratwurzel (n) des genannten Progrässionsfaktors ( $n^2$ ) ist. 15
2. Schaltgetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Progrässionsfaktor (m) zwischen dem zweiten und dem dritten Übersetzungsverhältnis in aufsteigender Ordnung zwischen dem vorhergehenden Progrässionsfaktor ( $n^2$ ) und dem Verhältnis (D) der geometrischen Progression liegt. 20
3. Schaltgetriebe nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Übersetzungsverhältnisse die folgende theoretische Abstufungsregel erfüllen: 30

$$R2 = R4 \times n;$$

$$R1 = R2 \times n^2 = R4 \times n^3;$$

$$R3 = R1 \times m,$$

wobei R1 das Übersetzungsverhältnis zwischen dem Zahnrad (22) der Hilfswelle (21) und dem Eingangszahnrad (23) ist, R2 das Übersetzungsverhältnis zwischen dem ersten Ausgangszahnrad (29) und dem ersten Zwischenzahnrad (26) ist, R3 das Übersetzungsverhältnis zwischen dem zweiten Ausgangszahnrad (30) und dem zweiten Zwischenzahnrad (27) bezeichnet, R4 das Übersetzungsverhältnis zwischen dem dritten Ausgangszahnrad (31) und dem dritten Zwischenzahnrad (28) ist und wobei (n) und (m) die in den vorhergehenden Ansprüchen definierten Bedeutungen haben. 40

Hierzu 4 Seite(n) Zeichnungen

45

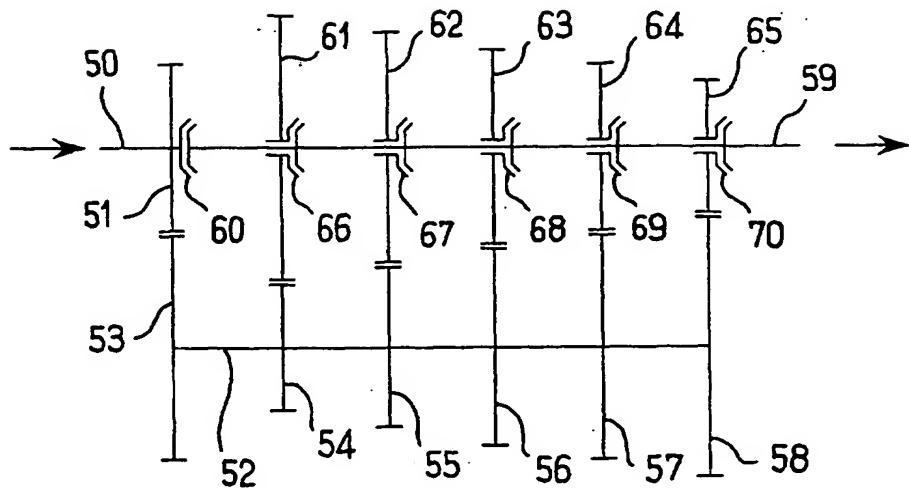
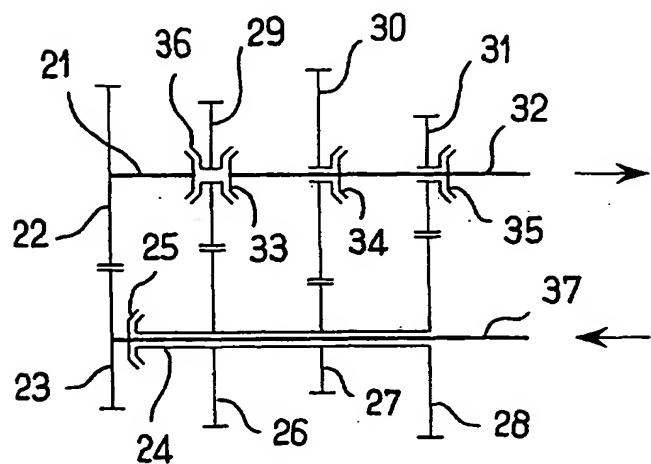
50

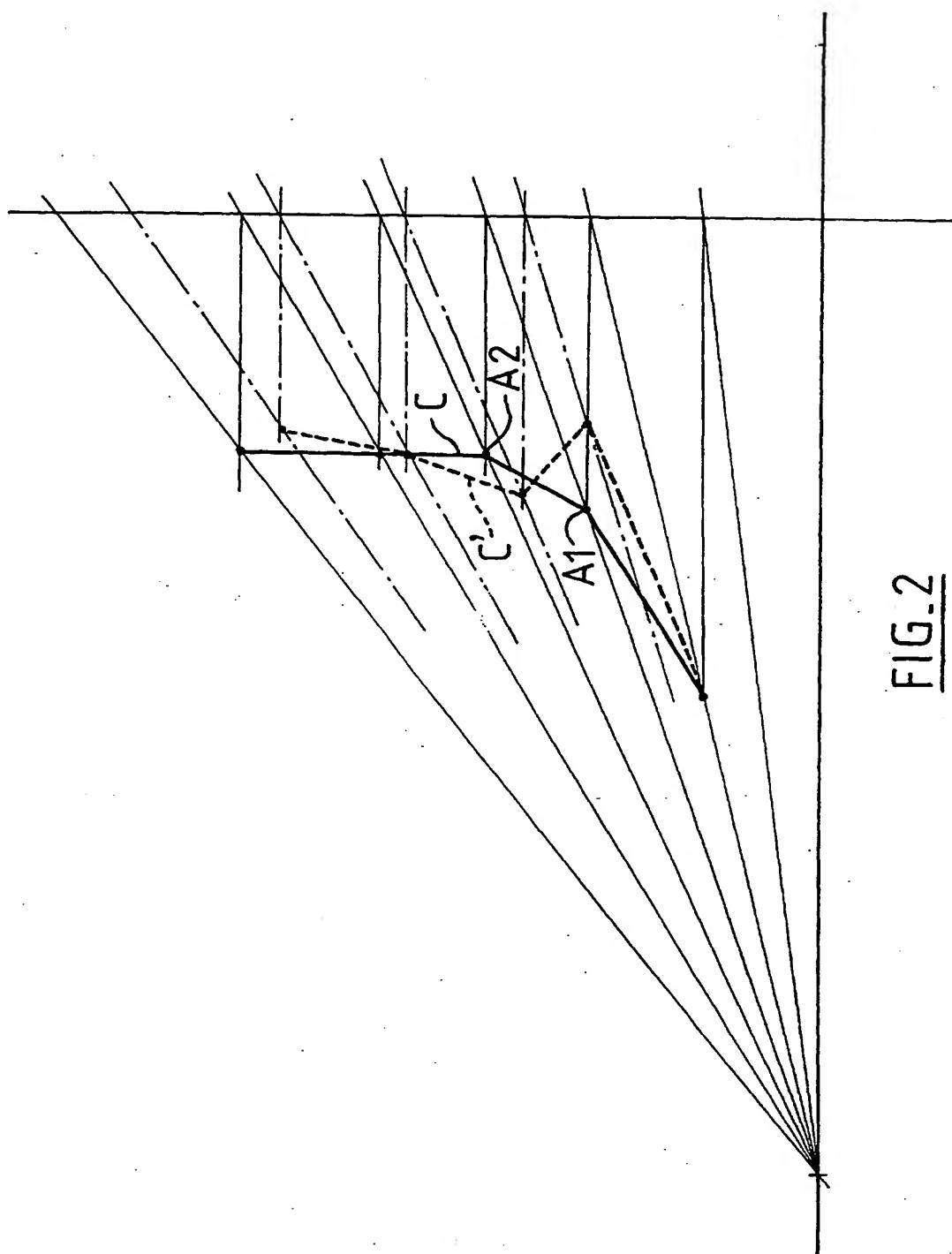
55

60

65

- Leerseite -

FIG. 1FIG. 3



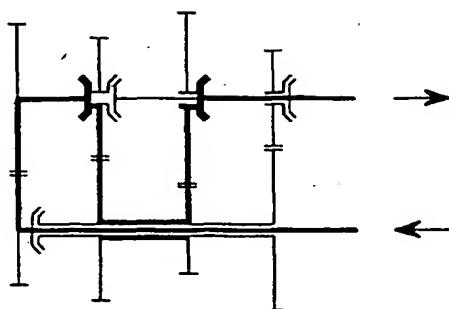


FIG. 4A

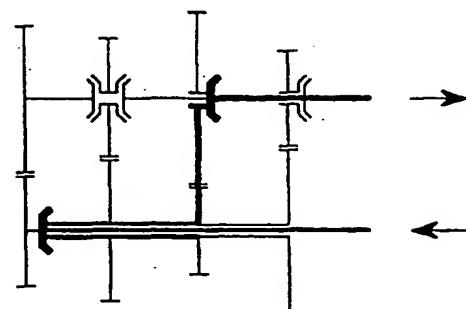


FIG. 4B

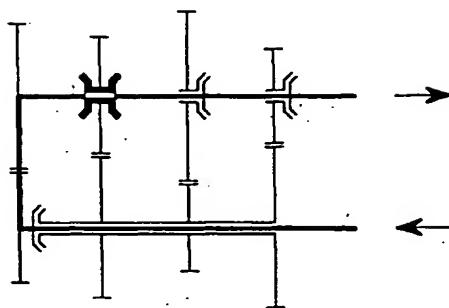


FIG. 4C

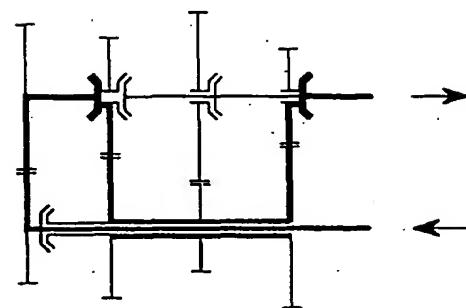


FIG. 4D

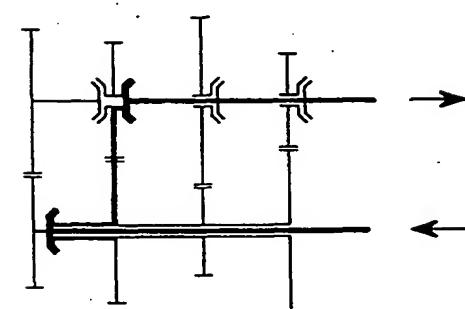


FIG. 4E

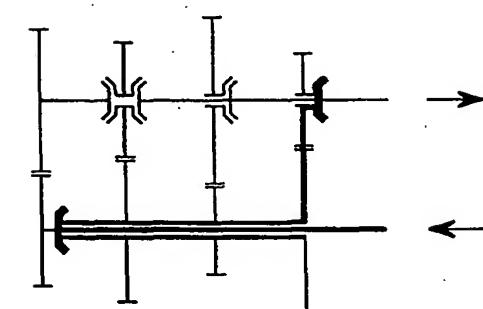


FIG. 4F

